Facoltà di Ingegneria – Università degli Studi di Bologna

Dipartimento di Ingegneria Industriale

Marco Gentilini

Cenni sul raffreddamento di macchine operatrici per fluidi comprimibili.

Quaderni del Dipartimento

MARCO GENTILINI

CENNI SUL RAFFREDDAMENTO DI MACCHINE OPERATRICI PER FLUIDI COMPRIMIBILI.

1 – GENERALITA'.

Il raffreddamento delle macchine operatrici per fluidi comprimibili risulta una pratica comune dettata oltre che da motivazioni tecnologiche, (limitazione delle temperature degli organi meccanici, delle guarnizioni, dell'olio di lubrificazione, ecc.), da considerazioni di risparmio energetico, mentre per analoghe considerazioni energetiche risulta assolutamente da evitare, a meno di motivazioni tecnologiche, il raffreddamento delle macchine motrici.
In realtà il fenomeno è condizionato dall'influenza delle perdite per non isoentropicità della compressione e dalla correlazione fra temperatura del fluido e lavoro di compressione, per cui risulta necessaria una valutazione quantitativa dei fattori.

2 – RELAZIONI ANALITICHE.

La definizione termodinamica dell'entropia specifica risulta:
$\mathbf{ds = dQ/T}$, ove la grandezza $\mathbf{dQ}$, non risulta il differenziale di una funzione, non essendo l'energia termica una funzione di stato, ma solo la quantità infinitesima di calore scambiata alla temperatura termodinamica $\mathbf{T}$.
Nel caso la trasformazione possa essere descritta come la successione di un insieme di stati per i quali siano definibili valori sufficientemente omogenei delle grandezze, (quasi–statiche), risulta che fra gli stati fisici **1** e **2**, l'energia termica finita $\mathbf{Q}$, per unità di massa, pari alla somma algebrica delle quote di scambio termico e del contributo dovuto ai fenomeni dissipativi all'interno del fluido, vale: $\int_1^2 \mathbf{Tds}$, e pertanto in un diagramma: $\mathbf{T - s}$, l'area sottesa da una qualunque trasformazione risulta pari all'energia termica globale scambiata e generata durante la trasformazione stessa dall'unità di massa di fluido.
Nelle **motrici** il calore generato comporta una riduzione del contenuto entalpico del fluido e quindi una diminuzione dell'energia meccanica resa, mentre nelle **operatrici** un aumento dell'energia richiesta dalla sorgente di alimentazione delle macchine e a meno della presenza di apparecchiature di recupero termico, viene disperso nell'ambiente.

In caso di macchine, **motrici** od **operatrici**, a fluido comprimibile, [con densità: $\mathbf{d_s = d_s(p,\ T)}$, funzione della pressione e della temperatura], risultano in genere trascurabili i termini cinetico e di quota.
Per le **motrici** il lavoro specifico ceduto dal fluido risulta quindi:

$$-\ L = \int_2^1 v dp - R; \qquad -\ L = (h_1 - h_2) + q.$$

Descrivendo la trasformazione del fluido con una politropica:

$$pv^n = p_1 v_1^n = \text{costante},$$

si ottiene: $-L = \dfrac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[1 - \left(\dfrac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right] - R$, con: $\mathbf{n < k = c_p/c_v}$,

essendo $\mathbf{c_p/c_v}$ il rapporto dei calori specifici rispettivamente a pressione e volume costante e **k** l'esponente della corrispondente trasformazione isoentropica.
Per una espansione reale, (**Fig..1**), essendo trascurabile, (**q ~ 0**), la potenza termica scambiata, (adiabatiche), il decremento di energia specifica ceduta dal fluido, o di lavoro ottenibile, rispetto alla trasformazione ideale, (isoentropica), risulta pari alla maggiore entalpia posseduta dal fluido dopo l'espansione rispetto alla trasformazione ideale:

$$(h_1 - h_{\underline{2}}) - (h_1 - h_2) = h_2 - h_{\underline{2}} = c_p(T_2 - T_{\underline{2}}) = (A\underline{2}2B),$$

mentre l'energia termica generata risulta pari all'area, (**A12B**).

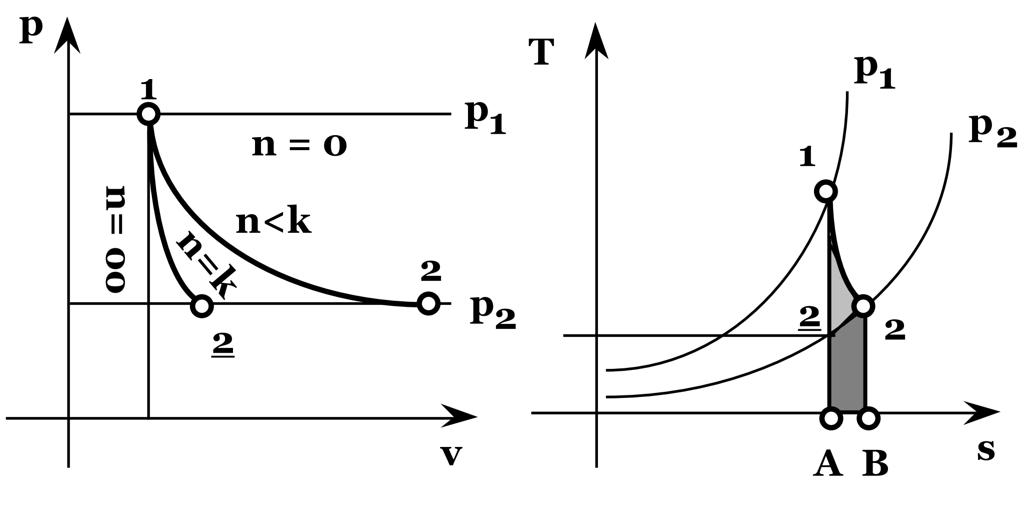

Fig. 1

Si hanno quindi perdite maggiori del decremento di lavoro ottenibile.
L'area complementare, (**1$\underline{2}$2**), rappresenta, infatti, un parziale recupero delle perdite, in quanto la frazione di entalpia del fluido dissipata in fenomeni irreversibili, e quindi sottratta alla conversione, trasformandosi in energia termica comporta un aumento di temperatura e quindi di volume specifico del fluido che espandendosi cede maggior lavoro, e infatti, il lavoro ottenibile, pari all'integrale: $\int_2^1 \mathbf{vdp}$, risulta aumentato della medesima area, (**1$\underline{2}$2**), con perdita netta pari all'area, (**A$\underline{2}$2B**).

Il lavoro specifico speso in una macchina **operatrice**, vale:

$$L = \int_1^2 vdp + R; \qquad L = (h_2 - h_1) - q.$$

Per trasformazioni politropiche, si ottiene:

$$L = \frac{n}{n-1} p_1 v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] + R, \text{ con: } n > k = \frac{c_p}{c_v}.$$

In caso di trasformazioni adiabatiche, l'incremento di energia specifica ricevuta dal fluido, o di lavoro speso, rispetto alla compressione isoentropica, (pari alla maggiore entalpia del fluido rispetto alla trasformazione ideale a parità di pressione), vale:

$$(h_2 - h_1) - (h_{\underline{2}} - h_1) = h_2 - h_{\underline{2}} = c_p(T_2 - T_{\underline{2}}) = (A\underline{2}2B),$$

mentre le perdite sono pari all'area, (**A12B**).
Si hanno quindi perdite inferiori all'aumento del lavoro speso.
L'area complementare, (**12$\underline{2}$**), corrisponde, infatti, a un aumento di lavoro: $\int_1^2 \mathbf{vdp}$, rispetto alla trasformazione ideale, (**Fig..2**), per aumento di temperatura del fluido per fenomeni irreversibili, senza alcun recupero delle perdite in quanto il fluido riscaldato per aumento del volume specifico, richiede maggior lavoro di compressione.

Nelle trasformazioni di espansione/compressione la potenza termica scambiata spontaneamente dalle apparecchiature risulta trascurabile e le trasformazioni possono ritenersi sensibilmente adiabatiche.
Nel diagramma **T – s**, pertanto, l'area sottesa dalle trasformazioni, (**A12B**), rappresenta correttamente l'energia termica generata per fenomeni dissipativi.

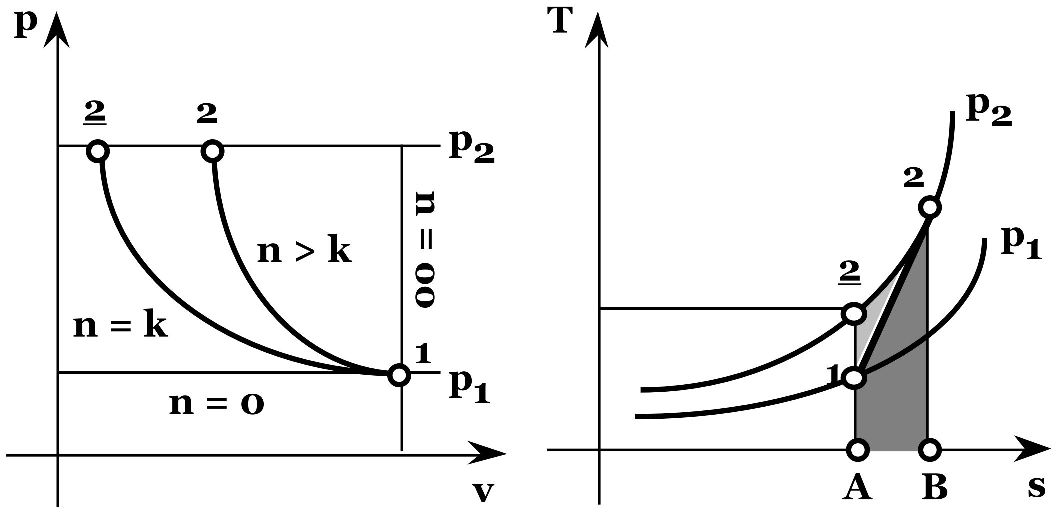

Fig .2

Qualora invece, siano previsti scambi di potenza termica durante una trasformazione la corrispondente area sottesa nel diagramma **T – s**, risulta la somma algebrica dell'energia termica totale scambiata:

$$\text{A12B}) = R + q,$$

ovvero orientata verso valori crescenti di entropia per effetto della potenza termica generata nel fluido dalle perdite e verso valori decrescenti di entropia in caso di sottrazione di potenza termica, (raffreddamento), potendo quindi risultare anche globalmente negativa qualora lo stato fisico di fine trasformazione risulti a entropia minore rispetto a quello di inizio e comunque non più rappresentativa delle perdite: **R = (A12B)– q**.

In una trasformazione **motrice**, (espansione), le perdite proprie, (a meno di un parziale recupero), e il calore sottratto sono fenomeni che sottraggono entrambi energia potenziale al fluido con diminuzione di potenza resa, per cui le condizioni di massimo lavoro specifico si ottengono per trasformazioni adiabatiche, (**q = 0**).
Infatti in un'espansione, (**Fig..3**), in caso di un raffreddamento che porti a una diminuzione di temperatura di fine espansione del fluido rispetto all'adiabatica, ($T_{2*} < T_2$), si ha un incremento di lavoro ottenuto corrispondente all'aumento del salto entalpico nominale, ovvero della minore entalpia del fluido dopo l'espansione, pari a:

$$h_2 - h_{2*} = c_p(T_2 - T_{2*}) = (\text{B2*2C}).$$

Tuttavia l'energia termica sottratta con il raffreddamento, risulta una perdita di entalpia disponibile.

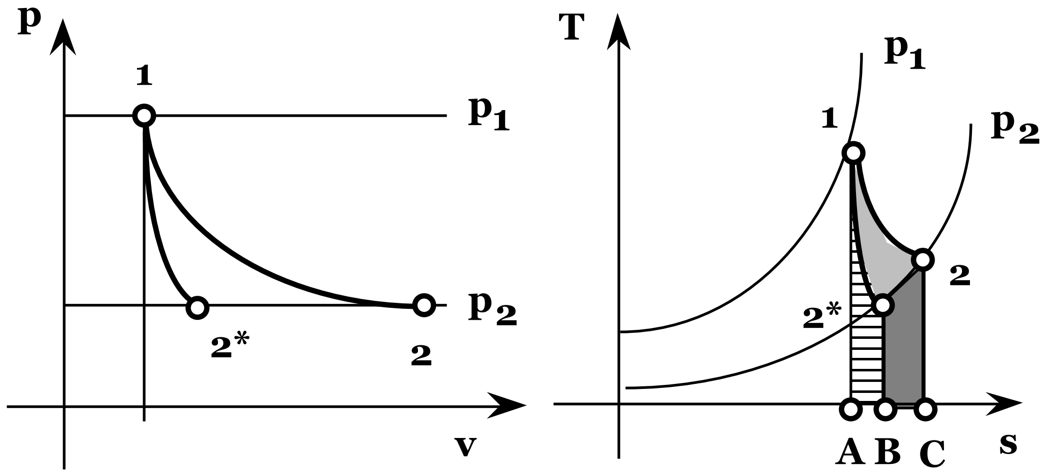

Fig .3

Supponendo che il raffreddamento non influenzi sensibilmente i fenomeni irreversibili di perdita, essendo in caso di trasformazione adiabatica: **R = (A12C)**, e in caso di un raffreddamento:
R = (A12*B) + |– q|, per l'ipotesi di parità di perdite, si ha:
(A12C) = (A12*B) + |– q|, da cui la sottrazione di calore richiesta:

|– q| = (A12C) – (A12*B) = (B2*12C).

La differenza fra la sottrazione di calore: **|– q| = (B2*12C)**, che costituisce un decremento di energia disponibile e l'incremento nominale di lavoro ottenuto: **(B2*2C)**: **(B2*12C)** – **(B2*2C)** = **(122*)**, rappresenta quindi la perdita netta imputabile al raffreddamento.

In una trasformazione **operatrice**, (compressione), invece è opportuna la refrigerazione in quanto la riduzione di temperatura del fluido ne diminuisce il volume specifico e quindi l'energia di compressione.
Infatti in una compressione, (**Fig.4**), un raffreddamento che porti a una diminuzione di temperatura di fine compressione del fluido rispetto all'adiabatica: $T_{2*} < T_2$, comporta un risparmio di lavoro dissipato pari all'area: **(B2*2C)**, corrispondente al minor contenuto entalpico del fluido a parità di pressione:

$$h_2 - h_{2*} = c_p(T_2 - T_{2*}).$$

Nella medesima ipotesi che il raffreddamento non influenzi sensibilmente i fenomeni dissipativi, eguagliando le perdite nei due casi, si ha: **R = (A12C) = (A12*B) – q**, da cui:

– q = (A12C) – (A12*B) = (B32C) – **(12*3)**.

La differenza fra il risparmio di lavoro: **(B2*2C)**, e la sottrazione di calore: **– q = (B32C)** – **(12*3)**, che costituisce una dissipazione di energia meccanica, vale: **(B2*2C) – |– q| = (B2*2C) – (A12C) + (A12*B) = (B2*2C) – (B32C) + (12*3) = (12*2)**, corrispondente al risparmio netto ottenibile con la refrigerazione.

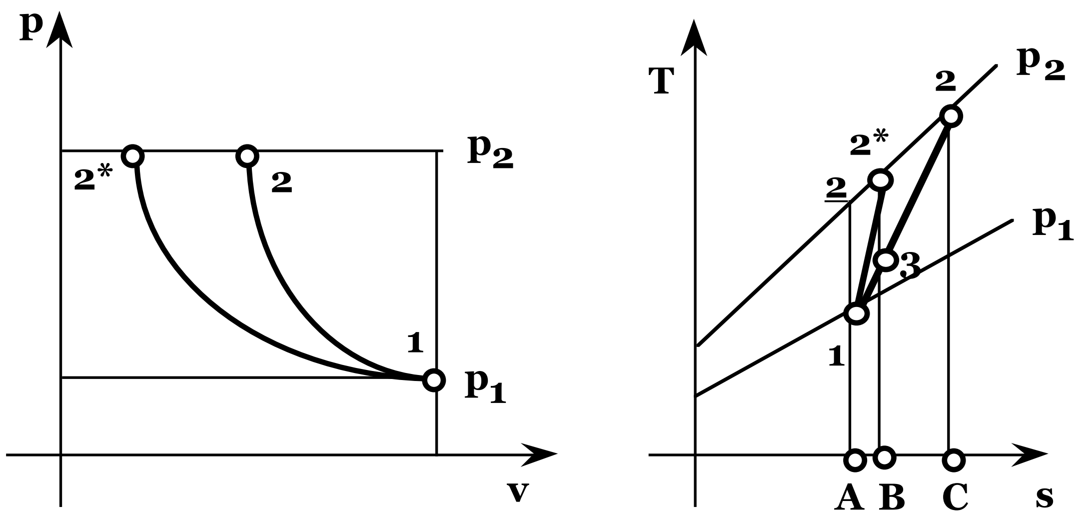

Fig .4

Le condizioni di minimo lavoro specifico si ottengono quindi, mantenendo il fluido alla minima temperatura durante tutta la compressione, (compressione isoterma), essendo il lavoro di compressione proporzionale alla temperatura del fluido stesso.

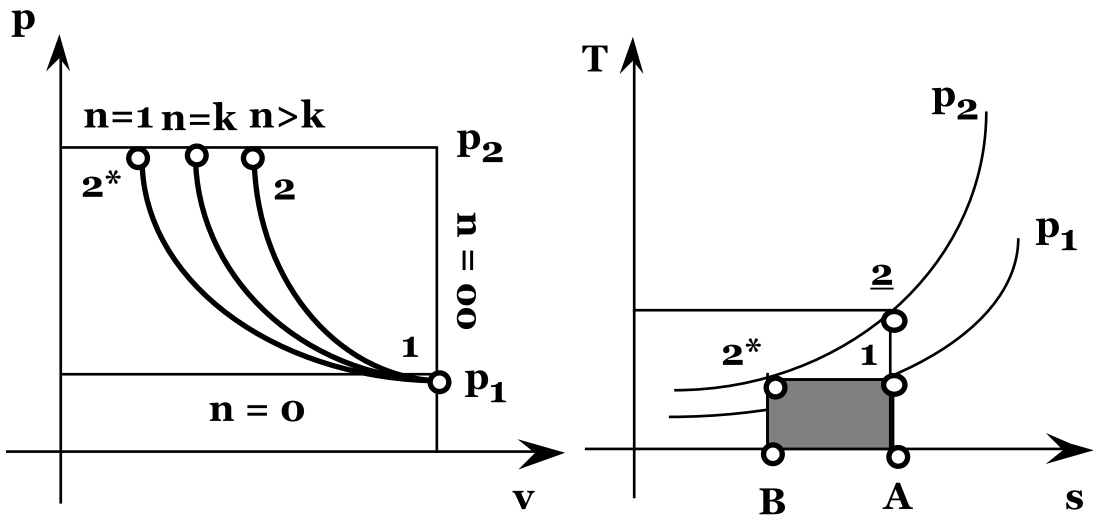

Fig.5

Per tali trasformazioni, (**Fig..5**), si ha: $\mathbf{n = 1}$, da cui:

$$\mathbf{L = \int_1^2 vdp + R = p_1v_1 \ln(p_2/p_1) + R = (h_2 - h_1) - q = - q},$$

essendo: $\mathbf{(h_2 - h_1) = c_p(T_2 - T_1) = 0}$, da cui l'energia termica specifica da sottrarre: $\mathbf{- q = p_1v_1 \ln(p_2/p_1) + R = R - (A12^*B) = R + |(A12^*B)|}$, (l'area in tal caso ha segno negativo).

La differenza di lavoro speso rispetto alla compressione isoentropica in cui si ha: $\mathbf{L = c_p(T_{\underline{2}} - T_1) = c_p(T_{\underline{2}} - T_{2^*}) = |A\underline{2}2^*B|}$, risulta pari a: $\mathbf{[R + |(A12^*B)|] - [|A\underline{2}2^*B|] = R - (1\underline{2}2^*)}$, per cui la compressione isoterma risulta vantaggiosa rispetto all'isoentropica per $\mathbf{R < |(1\underline{2}2^*)|}$ e in generale ogni compressione a temperatura finale inferiore a $\mathbf{T_{\underline{2}}}$, per perdite, (**R**), inferiori al minor lavoro di compressione.

****